

DIMENSIONAMENTO E SIMULAÇÃO DE UM ROTOR DE UMA TURBINA HIDRÁULICA DO TIPO FRANCIS SEGUNDO O MÉTODO DE BOVET

Mateus Felipe Benicio Moraes, mfb.moraes@discente.ufma.br¹

Dener Silva de Almeida, dener.almeida@ufma.br¹

¹Universidade Federal do Maranhão, Av. dos Portugueses, 1966 - Vila Bacanga, São Luís - MA, 65080-805

Resumo: Turbinas hidráulicas, instaladas em centrais hidrelétricas, são utilizadas para aproveitamento e conversão da energia hidráulica presente em mares e rios em energia mecânica que, por sua vez, pode ser aproveitada para geração de eletricidade. Nas turbinas, o componente responsável pela conversão da energia denomina-se rotor. Consiste em um conjunto de pás com formato especial que utiliza o movimento da água para adquirir rotação. Tal dispositivo passa por um processo de dimensionamento, no qual as características geométricas e proporções são determinadas, mas que não fornece total compreensão sobre o escoamento e propriedades como a velocidade e a pressão ao longo do dispositivo. Desta forma, a simulação tem se mostrado uma ferramenta bastante útil, pois além de tratar-se de uma opção com menor custo econômico, uma vez que os ensaios em laboratórios podem ser desconsiderados, é também mais versátil, podendo ser adaptada para análise do comportamento do rotor em diferentes condições de operação. O seguinte trabalho tem como objetivo dimensionar e simular o rotor de uma turbina Francis. O dimensionamento foi realizado através do método de Bovet e o processo de simulação através do software ANSYS. Quando o rotor é estacionário, a variação de pressão entre o lado de sucção e o lado de pressão das pás, apresenta comportamento inesperado, onde a mesma é maior no lado de sucção do que no lado de pressão. A velocidade aumenta gradualmente da entrada até a saída do rotor. Há separação de escoamento e a formação de vórtices entre as pás. Com o rotor em rotação, observa-se o choque do fluido com as pás no bordo de entrada, o que fez com que as correntes de fluido fossem projetadas no sentido da rotação. Não foi observada nenhuma separação de escoamento. Tanto a velocidade quanto a pressão se comportam como o esperado, exceto em algumas situações particulares. De modo geral, a velocidade aumenta, gradualmente, da entrada até a saída, enquanto que a pressão diminui, gradualmente, da entrada até a saída.

Palavras-chave: turbina Francis, dimensionamento, simulação

1. INTRODUÇÃO

A energia hidráulica é a fonte de energia renovável mais abrangente, sendo responsável por 16.02% de toda a eletricidade gerada no mundo em 2020 (BP, 2021). É adquirida a partir das energias potencial e cinética presentes em uma massa de água.

O aproveitamento dessa fonte normalmente é realizado em centrais hidrelétricas, instalações voltadas para o armazenamento e o transporte da água até as turbinas hidráulicas, dispositivos que fazem conversão da energia hidráulica em energia mecânica para diversos fins, seja para o acionamento de outro sistema mecânico, até a geração de energia elétrica.

O componente da turbina responsável pela conversão da energia é o rotor, e devido a isso, seu dimensionamento é um procedimento de extrema importância para garantir um maior aproveitamento da energia.

O processo de dimensionamento consiste em uma série de cálculos para determinação de parâmetros geométricos e operacionais do componente que, quando concluídos, fornecem os dados necessários para seu desenho e sua possível fabricação. No entanto, durante tal processo, dados de grande importância para a performance do rotor tais como a velocidade de escoamento do fluido, as linhas de escoamento, a distribuição de pressão ao longo do rotor dentre outros, não são totalmente conhecidos. Mas, podem ser estudados através de simulações realizadas por softwares comerciais, possibilitando, por sua vez, a realização de ajustes no desenho antes da finalização do projeto, garantindo que a performance desejada seja alcançada.

A dinâmica dos fluidos computacional tem sido bastante utilizada no projeto e avaliação de turbinas hidráulicas, chegando ao ponto de turbinas Francis com potências que vão até 10 MW serem projetadas unicamente através dele (Benigni *et al.*, 2011 apud Tiwari *et al.*, 2020).

Trabalhos comprovam a precisão do uso de análises computacionais, tais como Khare *et al.* (2010) que consistiu na

simulação do escoamento de uma turbina Francis no software Ansys CFX e na validação dos resultados obtidos através da comparação com dados experimentais, constatando-se, desta forma, a proximidade entre as análises.

Outra implementação para o CFD é a avaliação de métodos de design de componentes de turbina hidráulicas, como no caso de Kocak *et al.* (2017) que projetaram a pá do rotor de uma turbina Francis através do método de Bovet, um método de dimensionamento de turbinas Francis, e realizaram uma simulação através dos softwares Ansys BladeGen e Ansys CFX, obtendo resultados que atestaram a confiabilidade do método para o design preliminar de rotores e apontando para possíveis melhorias no projeto.

O trabalho de Choi *et al.* (2013) implementou a ferramenta CFD visando a otimização de projetos de turbina. Em tal trabalho procedeu-se a simulação no Ansys CFX do escoamento de uma turbina Francis com medidas já especificadas, os dados obtidos foram analisados e a partir disso realizou-se uma série de modificações no projeto, com os resultados indicando uma melhoria significativa na eficiência da turbina após as alterações.

O trabalho de Morabito *et al.* (2019) tratou dos métodos de design preliminar de uma turbina-bomba reversível Deriaz, onde foram feitas, posteriormente, análises experimentais e numéricas, cujos resultados indicaram uma grande semelhança entre as performances e curvas características de cada abordagem.

Na pesquisa realizada por Janjua (2020) cinco perfis de pá de uma turbina Kaplan foram projetados para as mesmas condições de operação, de forma a estudar mais profundamente os perfis semelhantes. As análises de tensão e escoamento de fluido foram performadas no software Ansys. Os resultados foram validados por dados retirados da literatura e indicaram uma ótima aproximação da análise numérica com os dados experimentais. A análise em questão foi usada no projeto de uma central hidrelétrica, havendo uma melhora de 5,43% na performance prevista.

Desta forma, este trabalho tem por objetivo o dimensionamento de um rotor de uma turbina Francis através do método de Bovet, seguido de uma análise numérica através do Ansys Student 2022 R1, um software de simulação computacional.

2. METODOLOGIA

Esta seção tem como objetivo apresentar os métodos numéricos utilizados, os valores de entrada para dimensionamento do rotor, o método de dimensionamento do rotor, os softwares empregados e as etapas para realização da análise.

2.1 Equação da Continuidade

A Eq. (1) expressa a lei de conservação de massa.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{V}) = 0 \quad (1)$$

Onde ρ é a massa específica e $\vec{V}$ o vetor velocidade.

2.2 Equação de Navier Stokes

A Eq. (2) é chamada equação da quantidade de movimento. Segundo White (2007), os três termos do lado direito da equação representam a força gravitacional por unidade de volume, a força causada pela pressão por unidade de volume e a força viscosa por unidade de volume respectivamente.

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} = \rho g - \nabla p + \nabla \cdot \tau_{ij} \quad (2)$$

Onde g é a constante da gravidade, p a pressão e τ_{ij} , Eq. (3), o tensor de tensão viscosa.

$$\tau_{ij} = \begin{bmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Onde u , v e w são as componentes do vetor velocidade e μ o coeficiente de viscosidade do fluido.

O projeto de uma turbina hidráulica considera valores prefixados de altura de queda d'água disponível, H , número de rotações por minuto, n , vazão, Q e potência útil, N . Tais grandezas/parâmetros devem proporcionar à máquina condições de operação nas quais o rendimento, η , máximo é alcançado. Para o presente trabalho, os parâmetros de entrada utilizados foram: $Q=339 \text{ m}^3/\text{s}$, $H=63.3 \text{ m}$, $n=1200 \text{ rpm}$, $N=260000 \text{ CV}$.

A depender das circunstâncias, distintos valores de Q , H e até mesmo n podem ser solicitados, sendo fundamental conhecer a variação do rendimento com a alteração destas grandezas. Ademais, foram obtidos/selecionados: número de pás $Z=16$, espessura das pás do rotor $S=0.08 \text{ m}$ e coeficiente de contração $v=0.92$, parâmetro que relaciona a área livre para o escoamento e a área de toda a seção caso as pás não tivessem espessura e que, dependendo do tamanho do rotor, varia entre 0.88 e 0.92.

Nas seções seguintes são realizadas considerações acerca do método utilizado para dimensionamento do rotor, assim como das rotinas computacionais envolvidas em tal processo. São também apresentadas rápidas observações sobre o Método dos Volumes Finitos.

2.3 Método de Bovet

Segundo Macyntire (1983), o seguinte método de cálculo foi desenvolvido pelo engenheiro suíço Th. Bovet em 1963, e se baseia no cálculo de parâmetros que podem ser usados para determinar as dimensões do perfil meridiano da pá e do canal do rotor de uma turbina Francis mostrados na Fig. 1.

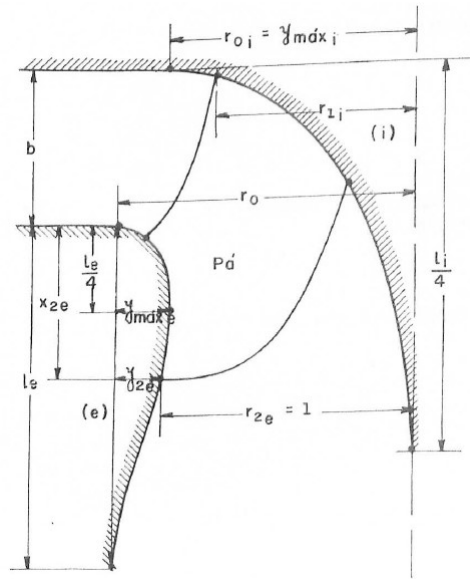


Figura 1: Perfil meridiano da pá e do canal do rotor, (Macyntire, 1983).

A velocidade específica n_s é um parâmetro característico da turbina que associa três grandezas básicas do projeto da turbina, a altura de queda H , a potência útil N , e a velocidade de rotação n do rotor.

$$n_s = n \frac{\sqrt{N}}{\sqrt[4]{H^5}} \quad (4)$$

O coeficiente de velocidade n_0 pode ser obtido através da seguinte equação:

$$n_0 = 1.83e-3n_s \quad (5)$$

A altura do bordo de entrada b pode ser obtida por:

$$b = 0.8(2 - n_0)n_0 \quad (6)$$

O raio do ponto onde começa a curvatura da linha meridiana interna r_{0i} , a curva à direita na Fig. 1, pode ser obtida por:

$$r_{0i} = 0.7 + \frac{0.16}{n_0 + 0.08} \quad (7)$$

A altura do filete meridiano interno l_i pode ser obtida por:

$$l_i = 3.2 + 3.2(2 - n_0)n_0 \quad (8)$$

A altura do filete meridiano externo l_e pode ser obtida por:

$$l_e = 2.4 - 1.9(2 - n_0)n_0 \quad (9)$$

A relação utilizada para calcular o raio do ponto onde começa a curvatura da linha meridiana externa r_{0e} , a curva à esquerda na Fig. 1, depende do coeficiente de velocidade.

Para $n_0 < 0.275$:

$$r_{0e} = \frac{0.493}{n_0^{\frac{2}{3}}} \quad (10)$$

Para $n_0 > 0.275$:

$$r_{0e} = 1.255 - 0.3n_0 \quad (11)$$

As curvas meridianas podem ser adquiridas através da seguinte equação:

$$y = 3.08y_{max} \left(1 - \frac{x}{l}\right) \sqrt{\frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l}\right)} \quad (12)$$

A abscissa x_{2e} do ponto da linha meridiana externa foi definida por Bovet como:

$$x_{2e} = 0.5 \quad (13)$$

A ordenada y_{2e} do ponto da linha meridiana externa é calculada da seguinte forma:

$$y_{2e} = r_{0e} - 1 \quad (14)$$

O ponto máximo da linha meridiana interna $y_{max,i}$ é calculado da seguinte forma:

$$y_{max,i} = r_{0i} \quad (15)$$

O raio da seção de saída r_{2e} foi definido por Bovet como:

$$r_{2e} = 1 \quad (16)$$

O coeficiente de descarga δ foi definido por Bovet como:

$$\delta = 0.27 \quad (17)$$

O coeficiente de pressão φ foi definido por Bovet como:

$$\varphi = 1.72 \quad (18)$$

O raio relativo r_{1i} pode ser obtido através da seguinte equação:

$$r_{1i} = \frac{0.493}{n_0^{\frac{2}{3}}} \quad (19)$$

A velocidade angular ω pode ser obtida da seguinte forma:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (20)$$

O raio máximo de saída R_{2e} pode ser obtido da seguinte forma:

$$R_{2e} = \left(\frac{Q}{\pi \omega \delta} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (21)$$

Como vários parâmetros calculados anteriormente seguiram a hipótese de que r_{2e} é igual a 1, então faz-se necessário multiplica-los pelo valor de R_{2e} para encontrar as dimensões reais do rotor, seguindo ainda as proporções da Fig. 1, porém com os valores corrigidos.

A altura do bordo de entrada real B_{real} pode ser obtido através da seguinte equação:

$$B_{real} = bR_{2e} \quad (22)$$

O raio do ponto onde começa a curvatura da linha meridiana interna real R_{0ireal} pode ser obtida por:

$$R_{0ireal} = r_{0i}R_{2e} \quad (23)$$

O raio de entrada superior R_{1i} pode ser obtido através da seguinte equação:

$$R_{1i} = r_{1i}R_{2e} \quad (24)$$

A altura do filete meridiano interno l_{ireal} pode ser obtido através da seguinte equação:

$$l_{ireal} = l_iR_{2e} \quad (25)$$

A altura do filete meridiano externo real l_{ereal} pode ser obtido através da seguinte equação:

$$l_{ereal} = l_eR_{2e} \quad (26)$$

O raio do ponto onde começa a curvatura da linha meridiana externa real R_{0ereal} pode ser obtido através da seguinte equação:

$$R_{0ereal} = r_{0e} R_{2e} \quad (27)$$

A abscissa x_{2ereal} do ponto da linha meridiana externa pode ser obtido através da seguinte equação:

$$x_{2ereal} = x_{2e} R_{2e} \quad (28)$$

A ordenada Y_{2ereal} do ponto da linha meridiana externa pode ser obtido através da seguinte equação:

$$Y_{2ereal} = y_{2e} R_{2e} \quad (29)$$

O ponto máximo da linha meridiana interna $y_{max,i,real}$ é calculado da seguinte forma:

$$y_{max,i,real} = r_{0i} R_{2e} \quad (30)$$

O passo da pá do rotor t pode ser obtido da seguinte forma:

$$t = \frac{\pi d}{Z} \quad (31)$$

Onde d é o diâmetro da circunferência de entrada da pá.

O ângulo da pá do rotor (β) pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\beta = \arcsin \frac{S}{t(1-v)} \quad (32)$$

2.4 Método dos Volumes Finitos

O método dos volumes finitos é um caso especial do método das diferenças finitas onde há a conservação de propriedades relevantes para cada célula (Versteeg and Malalasekera, 2007).

Esse método, também, permite o uso de malhas não estruturadas, possibilitando sua aplicação em geometrias complexas, a automação do processo de geração da malha e uma alta flexibilidade e controle de parâmetros da malha como o tamanho e número de células (Zhikanov, 2010).

2.5 Código Computacional

O software, módulos e rotinas utilizados para dimensionamento do rotor são descritos nas seções seguintes.

2.5.1 BladeGen

O desenho do rotor foi realizado através do software Ansys BladeGen, onde foram inseridas as dimensões do perfil meridiano do canal do rotor, a espessura das pás, o número de pás e o tipo de turbomáquina a ser desenhada, no caso, uma turbina radial. Após a finalização do processo, um arquivo foi criado e transferido ao TurboGrid.

2.5.2 TurboGrid

Para a construção da malha computacional foi utilizado o TurboGrid. A trajetória do fluido é inteiramente dividida em diversos volumes discretos com formato de elementos hexaédricos, sendo que em cada vértice de um elemento existe um nó, e a junção de todos os nós forma a malha computacional. Ao concluir-se a geração da malha, um arquivo foi criado e transferido ao CFX-Pre.

2.5.3 CFX-Pre

Nesse módulo do CFX foram definidas as condições de contorno, o tipo de turbomáquina a ser simulada, o fluido de trabalho, se o dispositivo estaria rotacionando ou não, e, caso estivesse, a sua velocidade de rotação, o tipo de escoamento (permanente ou transiente) e a presença, ou não, de transferência de calor. Após definir todas as especificações, um arquivo foi criado e transferido ao CFX-Solver.

2.5.4 CFX-Solver

Nesse módulo obteve-se a solução do problema a partir das informações fornecidas pelo módulo de pré-processamento. Todos os procedimentos relacionados a marcha temporal e a solução dos sistemas de equações estão presentes nesta parte do software. O mesmo também é capaz de gerar e exibir gráficos de propriedades em função do número de interações, sendo as mesmas definidas pelo usuário. Depois de alcançar a convergência, um arquivo foi criado e transferido ao CFX-Post.

2.5.5 CFX-Post

Por fim, os resultados fornecidos pelo CFX-Solver foram tratados nesse módulo. Os mais variados tipos de gráficos podem ser gerados e definidos em regiões e/ou superfícies pré-determinadas, sendo possível também criar animações e exportar figuras contendo os gráficos gerados.

3. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Esta seção reúne os resultados obtidos através da simulação, além da análise e discussão sobre os mesmos. A análise foi conduzida com o objetivo de fornecer dados sobre a distribuição de pressão e o escoamento no rotor da turbina Francis dimensionada neste trabalho.

3.1 Linhas de corrente no rotor estacionário

A Figura 2 mostra as vistas superior a), inferior b) e lateral c) das linhas de corrente ao longo do rotor estacionário.

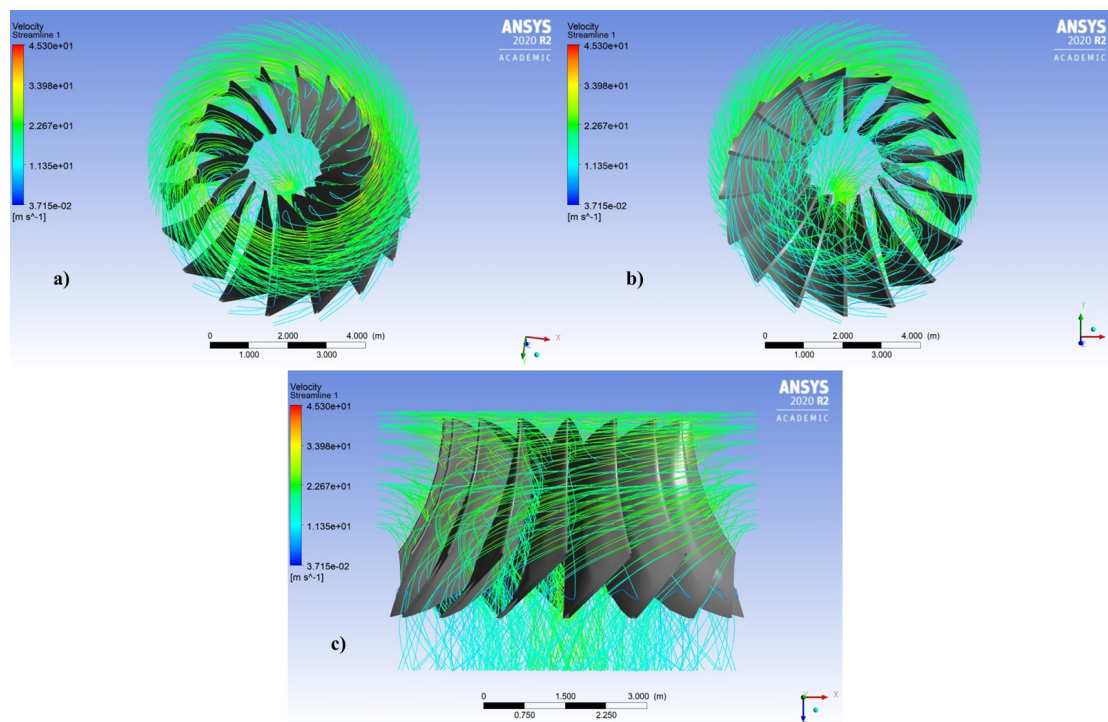


Figura 2: Vistas superior a), inferior b) e c) lateral do rotor estacionário, (Autor, 2022).

O fluido, ao adentrar o rotor, se dirige ao interior das pás, e devido ao formato delas, as correntes de fluido seguem uma trajetória predominantemente radial na região posterior ao bordo de saída, sendo que no centro do rotor algumas dessas correntes convergem, formando um vórtice.

A velocidade de escoamento do fluido na entrada da pá é reduzida devido a estagnação (Choi *et al.*, 2013).

Durante a entrada, ocorre uma separação de escoamento devido ao ângulo de incidência do fluido na pá, o que acaba formando pequenos vórtices na divisão entre as pás. Tal comportamento pode vir a ser evitado ao se alterar o ângulo de incidência do fluido nas pás do rotor.

As correntes de fluido, após bordo de saída, são de baixa velocidade nas regiões mais distantes do centro, consequência da formação de vórtices entre as pás, enquanto que as mais próximas do centro possuem uma velocidade mais alta.

3.2 Distribuição de pressão na superfície no rotor estacionário

A distribuição de pressão no lado de pressão da pá estacionária é mostrada na Fig. 3 a). Na região superior esquerda da pá ocorre estagnação, consequência da mudança de direção do escoamento, que reduz a velocidade de escoamento e, consequentemente, produz um aumento da pressão no local (Choi *et al.*, 2013).

A região superior direita da pá possui uma pressão baixíssima, decorrente de um aumento brusco na velocidade de escoamento.

A distribuição de pressão no lado de sucção da pá estacionária é mostrada na Fig. 3 b). Neste lado, a região superior do bordo de entrada tem uma pressão alta, decorrente da estagnação, e um pico localizado na lateral esquerda, havendo uma redução ao se aproximar do bordo de saída.

O lado de pressão da pá possui uma pressão menor que o de sucção, exceto na região inferior do bordo de saída. Tal comportamento é o oposto do esperado, já que a pressão no lado de pressão deveria ser maior do que o lado de sucção.

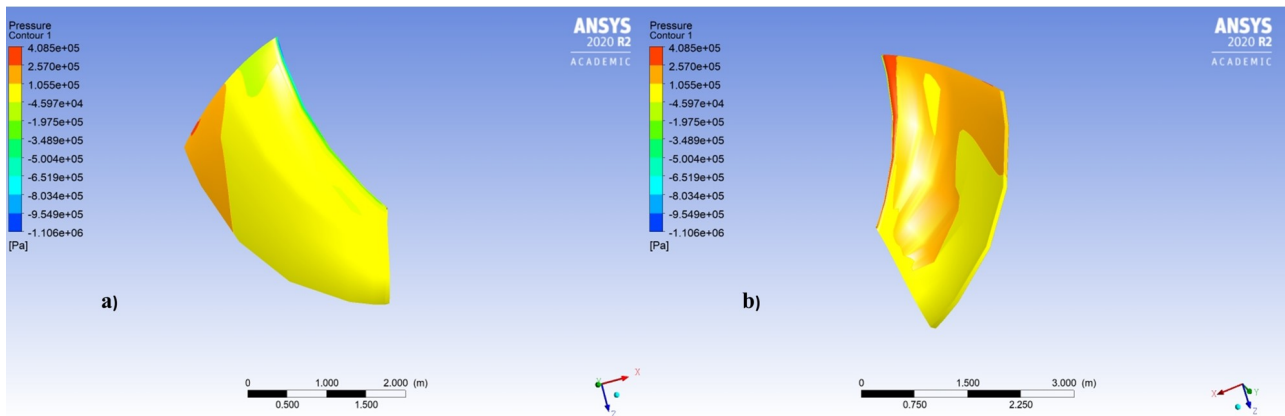


Figura 3: a) Lado de pressão da pá com rotor estacionário, b) Lado de sucção da pá com rotor estacionário, (Autor, 2022).

3.3 Linhas de corrente no rotor em rotação

A Figura 4 mostra as vistas superior a), inferior b) e lateral c) das linhas de corrente ao longo do rotor em rotação.

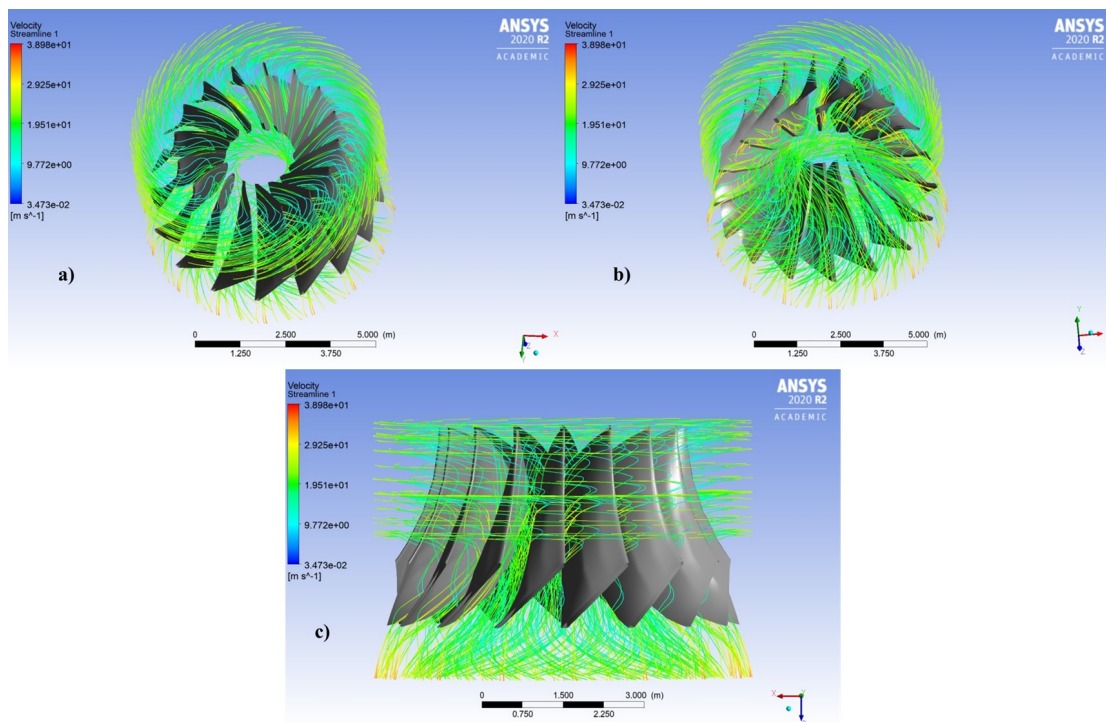


Figura 4: Vistas superior a), inferior b) e c) lateral do rotor em rotação, (Autor, 2022).

Na região de entrada, o fluido se choca com as pás, sendo projetado no sentido de rotação das mesmas a alta velocidade.

A velocidade de escoamento do fluido na entrada da pá é reduzida devido a estagnação. Logo após, ocorre um aumento predominantemente gradativo da velocidade, no entanto, também é possível ver linhas de corrente com velocidades mais baixas ao centro, e mais altas nas extremidades. Tal comportamento é reflexo da variação de pressão, que também é predominantemente gradativa, mas possui algumas regiões com particularidades.

3.4 Distribuição de pressão na superfície no rotor em rotação

A distribuição de pressão no lado de pressão da pá rotacionando é mostrada na Fig. 5 a). A estagnação no bordo de entrada da pá, consequência da mudança de direção do escoamento, acaba reduzindo sua velocidade e causando um aumento da pressão no local.

Uma das particularidades é a região de baixíssima pressão no centro do lado de pressão da pá, decorrência de um aumento brusco na velocidade de escoamento.

A distribuição de pressão no lado de sucção da pá rotacionando é mostrada na Fig. 5 b). Neste lado, a região superior do bordo de entrada possui uma alta pressão, que é seguida por uma redução até o bordo de saída, exceto na região inferior

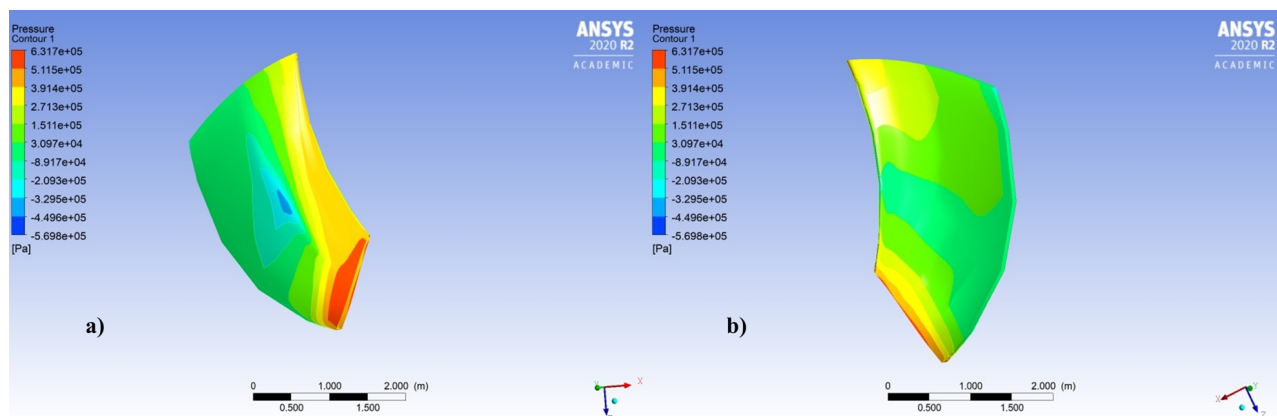


Figura 5: a) Lado de pressão da pá com rotor em rotação, b) Lado de sucção da pá com rotor em rotação, (Autor, 2022).

da pá, outra particularidade.

Pode-se constatar que, com exceção das particularidades previamente mencionadas, a pressão no bordo de entrada é maior que a o no bordo de saída em ambos os lados da pá.

A diferença de pressão entre o lado de sucção e de pressão resulta em um torque no rotor (Choi *et al.*, 2013).

4. CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo dimensionar e simular, através de um software comercial, o rotor de uma turbina Francis. Os parâmetros analisados foram: a velocidade de escoamento e a distribuição de pressão. Para o dimensionamento foi utilizado o método de Bovet e a simulação foi realizada pelo software Ansys BladeGen em conjunto com o CFX.

Através da análise do rotor estacionário, conclui-se que alterar o ângulo de entrada do fluido pode vir a ser uma alternativa para impedir a separação de escoamento e a formação de vórtices entre as pás do rotor.

Também pôde ser visto que a distribuição de pressão ao longo dos dois lados da pá foi bem parecida, mas não seguiu o comportamento esperado, já que a mesma deveria ser maior no lado de pressão do que no de lado de sucção. No rotor em rotação, não foi vista separação de escoamento, nem a formação de vórtices entre as pás, no entanto, houve a projeção de partículas de fluido devido ao choque com as mesmas.

A distribuição de pressão ao longo dos dois lados da pá foi bem parecida, e seguiu, de modo geral, o comportamento esperado, sendo maior no lado de pressão do que no lado de sucção.

5. AGRADECIMENTOS

Obrigado à Universidade Federal do Maranhão (UFMA) por fornecer a estrutura necessária para a realização deste trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- Benigni, H., Jaberg, H. and Schiffer, J., 2011. "Numerical simulation of a vertical axis francis runner and comparison with homologous testrig results". *International Journal of Hydropower Dams*, Vol. 18, p. 76.
- BP, 2021. *Statistical Review of World Energy*. British Petroleum Company, London, England. 69 p.
- Choi, H.J., Z, M.A., Roh, H.W., Ha, P.S. and Lee, S.Y.O.Y.H., 2013. "CFD validation of performance improvement of a 500 kW Francis turbine". *Renewable Energy*, Vol. 54, pp. 111–123.
- Janjua, A.B., 2020. "Static and dynamic computational analysis of Kaplan turbine runner by varying blade profile". *Energy for Sustainable Development*, Vol. 58, pp. 90–99.
- Khare, R., Prasad, V. and Kumar, S., 2010. "Approach for flow characteristics of hydraulic Francis turbine". *International Journal of Engineering Science and Technology*, Vol. 8, No. 2, pp. 3824–3831.
- Kocak, E., Karaaslan, S., Yucel, N. and Arundas, F., 2017. "A numerical case study: Bovet approach to design a Francis turbine runner". *Energy Procedia*, Vol. 111, pp. 885–894.
- Macyntire, A.J., 1983. *Máquinas motrizes hidráulicas*. Guanabara Dois, Rio de Janeiro, Brazil. 880 p.
- Morabito, A., e Silva, G.O. and Hendrick, P., 2019. "Deriaz pump-turbine for pumped hydro energy storage and micro applications". *Journal of Energy Storage*, Vol. 24, p. 100788.
- Tiwari, G., Kumar, J., Prasad, V. and Patel, V., 2020. "Utility of CFD in the design and performance analysis of hydraulic turbines: A review". *Energy Reports*, Vol. 6, pp. 2410–2429.
- Versteeg, H.K. and Malalasekera, W., 2007. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method*. Pearson Education Limited, Essex, England. 503 p.

White, F.M., 2007. *Fluid mechanics*. The McGraw-Hill Companies, Inc, New York, United States of America. 880 p.
Zhikanov, O., 2010. *Essential Computational Fluid Dynamics*. John Wiley & Sons, Inc, Hoboken, United States of America. 302 p.

7. RESPONSABILIDADE AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

DESIGN AND SIMULATION OF A FRANCIS HYDRAULIC TURBINE RUNNER ACCORDING TO BOVET'S METHOD

Mateus Felipe Benicio Moraes, mfb.moraes@discente.ufma.br¹

Dener Silva de Almeida, dener.almeida@ufma.br¹

¹Universidade Federal do Maranhão, Av. dos Portugueses, 1966 - Vila Bacanga, São Luís - MA, 65080-805

Resumo: Hydraulic turbines, installed in hydroelectric plants, are used to harness and convert the hydraulic energy present in seas and rivers into mechanical energy that, in turn, can be used to generate electricity. In turbines, the component responsible for converting the energy is called the rotor. It consists of a set of blades with a special shape that uses the movement of water to acquire rotation. Such a device goes through a design process, in which the geometric characteristics and proportions are determined, but which does not provide a full understanding of the flow and properties such as velocity and pressure along the device. Thus, simulation has proven to be a very useful tool, because besides being a lower cost option, since laboratory tests can be disregarded, it is also more versatile and can be adapted to analyze the behavior of the rotor under different operating conditions. The following work aims at design and simulating the rotor of a Francis turbine. The design was performed using Bovet's method and the simulation process using ANSYS software. When the rotor is stationary, the pressure variation between the suction side and the pressure side of the blades presents unexpected behavior, where it is higher on the suction side than on the pressure side. The velocity gradually increases from the inlet to the outlet of the rotor. There is flow separation and vortex formation between the blades. With the rotor rotating, the fluid is observed to collide with the blades at the inlet edge, which caused the fluid currents to be projected in the direction of rotation. No flow separation was observed. Both velocity and pressure behave as expected, except in some particular situations. In general, the velocity gradually increases from the inlet to the outlet, while the pressure gradually decreases from the inlet to the outlet.

Palavras-chave: Francis turbine, design, simulation